

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号
特開2001-301640

(P2001-301640A)

(43)公開日 平成13年10月31日(2001.10.31)

(51)Int.Cl.⁷
B 6 2 D 6/00
5/04
G 0 8 G 1/16
// B 6 2 D 101:00
111:00

識別記号

F I
B 6 2 D 6/00
5/04
G 0 8 G 1/16
B 6 2 D 101:00
111:00

テマコード*(参考)
3 D 0 3 2
3 D 0 3 3
C 5 H 1 8 0

審査請求 未請求 請求項の数10 O L (全 19 頁) 最終頁に統く

(21)出願番号 特願2000-123431(P2000-123431)

(22)出願日 平成12年4月25日(2000.4.25)

(71)出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72)発明者 松本 真次

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(72)発明者 木村 健

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(74)代理人 100066980

弁理士 森 哲也 (外2名)

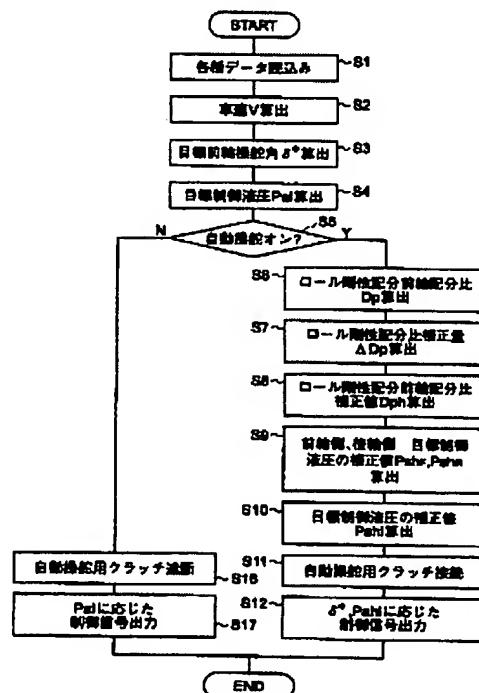
最終頁に統く

(54)【発明の名称】車線維持装置

(57)【要約】

【課題】車線維持のための操舵トルクを発生させる操舵アクチュエータの小型化且つ小出力化を図る。

【解決手段】能動型サスペンションを構成する油圧シリンダ34の目標制御液圧 $P_{d,goal}$ を自動操舵制御において算出した目標前輪操舵角 δ^* に応じて補正し、目標前輪操舵角 δ^* が大きくなるほど後輪側のロール剛性配分を増加させて回頭性を向上させ、逆に目標前輪操舵角 δ^* が小さくなるほど前輪側のロール剛性配分を増加させて車両の走行安定性を向上させる。このステアリング特性の変更を行った分、操舵アクチュエータによる操舵輪の制御量を低減することができるから、操舵アクチュエータを小型化、小出力化することが可能となる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 車線維持のための操舵輪の目標操舵角を算出し、この目標操舵角と前記操舵輪の実操舵角とが一致するように操舵アクチュエータを制御して前記操舵輪を選択的に制御する自動操舵手段と、

車両のステアリング特性を変更可能なステアリング特性変更手段と、を備え、

当該ステアリング特性変更手段は、前記操舵輪を前記自動操舵手段により制御する場合に、前記操舵輪の操舵量が大きいとき又は前記操舵量が増加する方向に制御されるときには車両の回頭性を向上させる方向にステアリング特性を変更し、前記操舵量が小さいとき又は前記操舵量が減少する方向に制御されるときには車両の走行安定性を向上させる方向にステアリング特性を変更するようになっていることを特徴とする車線維持装置。

【請求項2】 前記自動操舵手段は、走行車線に対する車両のヨー角、走行車線内における車両の横方向の偏位、及び走行車線前方の曲率に応じて前記操舵輪を制御するようになっていることを特徴とする請求項1記載の車線維持装置。

【請求項3】 前記ステアリング特性変更手段は、車両の前後のロール剛性配分を変更可能なロール剛性配分制御装置、四輪駆動車両の前後の駆動力配分を変更可能な駆動力配分制御装置、前輪及び後輪を操舵制御可能な四輪操舵制御装置、駆動輪の差動制限量を変更可能な差動制限御装置の何れかであることを特徴とする請求項1又は2記載の車線維持装置。

【請求項4】 前記ロール剛性配分制御装置は、前輪位置及び後輪位置における車体振動を減衰させる減衰力を変更することによりステアリング特性を変更し、車両の回頭性を向上させるときには後輪位置における減衰力を前輪位置における減衰力よりも大きくし、車両の走行安定性を向上させるときには前輪位置における減衰力を後輪位置における減衰力よりも大きくするようになっていることを特徴とする請求項3記載の車線維持装置。

【請求項5】 前記駆動力配分制御装置は、駆動源から伝達される駆動力の前輪及び後輪への配分比を変更することによりステアリング特性を変更し、車両の回頭性を向上させるときには後輪への駆動力配分を大きくし、車両の走行安定性を向上させるときには前輪への駆動力配分を大きくするようになっていることを特徴とする請求項3記載の車線維持装置。

【請求項6】 前記四輪操舵制御装置は、非操舵輪の操舵量を変更することによりステアリング特性を変更し、車両の回頭性を向上させるときには非操舵輪の同相への操舵量を小さくし、車両の走行安定性を向上させるときには非操舵輪の同相への操舵量を大きくするようになっていることを特徴とする請求項3記載の車線維持装置。

【請求項7】 前記差動制限御装置は、駆動輪の差動制限量を変更することによりステアリング特性を変更

し、旋回加速時には、車両の回頭性を向上させるときは前記差動制限量を大きくし車両の走行安定性を向上させるときは前記差動制限量を小さくし、旋回制動時には、車両の回頭性を向上させるときは前記差動制限量を小さくし車両の走行安定性を向上させるときは前記差動制限量を大きくするようになっていることを特徴とする請求項3記載の車線維持装置。

【請求項8】 車両の旋回度合を検出する旋回度合検出手段を備え、前記ステアリング特性変更手段は前記制御装置のうちの複数の制御装置で構成され、前記旋回度合検出手段で検出される旋回度合に応じて作動させる制御装置を切り替えるようになっていることを特徴とする請求項3記載の車線維持装置。

【請求項9】 車両の旋回状態を検出する旋回状態検出手段を有し、前記ステアリング特性変更手段は、前記旋回状態検出手段で急旋回状態であることを検出したときに前記ステアリング特性を変更するようになっていることを特徴とする請求項1乃至8の何れかに記載の車線維持装置。

【請求項10】 車両挙動を検出する車両挙動検出手段を有し、前記ステアリング特性変更手段は、前記車両挙動検出手段での検出結果に基づき車両の走行安定性が損なわれると予測されるときには前記車両の回頭性を向上させる方向へのステアリング特性の変更を行わないようになっていることを特徴とする請求項1乃至9の何れかに記載の車線維持装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、走行中の自車両を車線内に維持するようにした車線維持装置に関する。

【0002】

【従来の技術】走行中の自車両を車線内に維持するための車線維持装置としては、例えば特開平11-96497号公報に記載されたものがある。これは、走行車線の基準位置からの、車両の走行位置の横ずれ量を算出し、この横ずれ量に基づいてドライバーが容易に打ち勝てる程度の操舵用制御トルクを算出し、この操舵用制御トルクを横ずれ量を減らす方向に発生させて自車両を走行車線内に維持するようしている。また、自車両が隣接する他の走行車線へ乗り越したか否かを判定し、自車両の他の走行車線への乗り越しを判定したときには制御トルクの急変を抑制し、乗り越し後の乗り心地の低下や車両の挙動が不安定となることを回避するようしている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】このように、横ずれ量に応じて横ずれ量を減らす操舵用制御トルクを発生させるようにした場合、横ずれ量が大きくなればなるほど、横ずれ量を減らすための操舵用制御トルクも大きくなる。これはすなわち、操舵用制御トルクを発生させるための充分な操舵アクチュエータを必要とすることになる

が、スペース効率やエネルギー効率の観点から、操舵アクチュエータの小型化、且つ小出力型にすることが望まれている。

【0004】そこで、この発明は、上記従来の未解決の問題に着目してなされたものであり、車線維持のための操舵トルクを発生させる操舵アクチュエータの小型化且つ小出力化を図ることの可能な車線維持装置を提供することを目的としている。

【0005】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、本発明の請求項1に係る車線維持装置は、車線維持のための操舵輪の目標操舵角を算出し、この目標操舵角と前記操舵輪の実操舵角とが一致するように操舵アクチュエータを制御して前記操舵輪を選択的に制御する自動操舵手段と、車両のステアリング特性を変更可能なステアリング特性変更手段と、を備え、当該ステアリング特性変更手段は、前記操舵輪を前記自動操舵手段により制御する場合に、前記操舵輪の操舵量が大きいとき又は前記操舵量が増加する方向に制御されるときには車両の回頭性を向上させる方向にステアリング特性を変更し、前記操舵量が小さいとき又は前記操舵量が減少する方向に制御されるときには車両の走行安定性を向上させる方向にステアリング特性を変更するようになっていることを特徴としている。

【0006】この請求項1に係る発明では、車線維持のための操舵輪の目標操舵角が算出され、この目標操舵角と操舵輪の実操舵角とが一致するように操舵アクチュエータが制御されて操舵輪が制御される。このとき、自動操舵手段によって操舵アクチュエータが制御されて操舵輪が制御されているときにはステアリング特性変更手段によって車両のステアリング特性の変更が行われ、操舵輪の操舵量つまり操舵輪の実操舵角が増加する方向に制御されるとき、或いは操舵量が大きいときには、車両の回頭性を向上させる方向にステアリング特性が変更される。これによって、車両の回頭性が向上するから、その分操舵アクチュエータにより制御すべき操舵量が小さくてすむ。また、操舵輪の操舵量が減少する方向に制御されるとき或いは操舵量が小さいときには、車両の走行安定性を向上させる方向にステアリング特性が変更される。これによって、車両の走行安定性が向上するから、その分操舵アクチュエータにより制御すべき操舵量が小さくてすむ。

【0007】よって、操舵アクチュエータにより制御すべき操舵量を小さくすることができるから、これはすなわち、操舵アクチュエータの小型化及び小出力型化を図ることが可能となる。また、請求項2に係る車線維持装置は、前記自動操舵手段は、走行車線に対する車両のヨー角、走行車線内における車両の横方向の偏位、及び走行車線前方の曲率に応じて前記操舵輪を制御するようになっていることを特徴としている。

【0008】この請求項2に係る発明では、自動操舵手段では、走行車線に対する車両のヨー角、走行車線内における車両の横方向の偏位、走行車線前方の曲率に応じて操舵輪を制御するようになっているから、走行車線内における車両の位置及び走行車線前方の状況に応じて的確に操舵輪を制御することが可能となる。また、請求項3に係る車線維持装置は、前記ステアリング特性変更手段は、車両の前後のロール剛性配分を変更可能なロール剛性配分制御装置、四輪駆動車両の前後の駆動力配分を変更可能な駆動力配分制御装置、前輪及び後輪を操舵制御可能な四輪操舵制御装置、駆動輪の差動制限量を変更可能な差動制限制御装置の何れかであることを特徴としている。

【0009】また、請求項4に係る車線維持装置は、前記ロール剛性配分制御装置は、前輪位置及び後輪位置における車体振動を減衰させる減衰力を変更することによりステアリング特性を変更し、車両の回頭性を向上させるときには後輪位置における減衰力を前輪位置における減衰力よりも大きくし、車両の走行安定性を向上させるときには前輪位置における減衰力を後輪位置における減衰力よりも大きくするようになっていることを特徴としている。

【0010】また、請求項5に係る車線維持装置は、前記駆動力配分制御装置は、駆動源から伝達される駆動力の前輪及び後輪への配分比を変更することによりステアリング特性を変更し、車両の回頭性を向上させるときには後輪への駆動力配分を大きくし、車両の走行安定性を向上させるときには前輪への駆動力配分を大きくするようになっていることを特徴としている。

【0011】また、請求項6に係る車線維持装置は、前記四輪操舵制御装置は、非操舵輪の操舵量を変更することによりステアリング特性を変更し、車両の回頭性を向上させるときには非操舵輪の同相への操舵量を小さくし、車両の走行安定性を向上させるときには非操舵輪の同相への操舵量を大きくするようになっていることを特徴としている。

【0012】また、請求項7に係る車線維持装置は、前記差動制限制御装置は、駆動輪の差動制限量を変更することによりステアリング特性を変更し、旋回加速時には、車両の回頭性を向上させるときは前記差動制限量を大きくし車両の走行安定性を向上させるときは前記差動制限量を小さくし、旋回制動時には、車両の回頭性を向上させるときは前記差動制限量を小さくし車両の走行安定性を向上させるときは前記差動制限量を大きくするようになっていることを特徴としている。

【0013】この請求項3から請求項7に係る発明では、ステアリング特性変更手段は、例えばショックアブソーバの減衰力を変更したり、或いは能動型サスペンションの油圧シリンダの液圧を変更すること等によって車両の前後のロール剛性配分を変更可するロール剛性配分

制御装置、四輪駆動車両の前輪側及び後輪側の駆動力配分を変更する駆動力配分制御装置、非操舵輪を操舵制御する非操舵輪操舵制御装置、駆動輪の差動制限量を変更する差動制限制御装置の何れかであるから、これらを用いることによりステアリング特性を容易に変更することが可能となる。

【0014】また、請求項8に係る車線維持装置は、車両の旋回度合を検出する旋回度合検出手段を備え、前記ステアリング特性変更手段は前記制御装置のうちの複数の制御装置で構成され、前記旋回度合検出手段で検出される旋回度合に応じて作動させる制御装置を切り替えるようになっていることを特徴としている。この請求項8に係る発明では、ステアリング特性変更手段は、車両の前後のロール剛性配分を変更可能なロール剛性配分制御装置、四輪駆動車両の前後の駆動力配分を変更可能な駆動力配分制御装置、前輪及び後輪を操舵制御可能な非操舵輪操舵制御装置、駆動輪の差動制限量を変更可能な差動制限制御装置のうちの複数の制御装置で構成され、車両の横加速度等といった車両の旋回度合に応じて、ステアリング特性を変更するために作動させる制御装置を切り替えるようになっている。

【0015】よって、例えば、旋回度合が小さな領域では、比較的旋回度合が小さな領域でステアリング特性を変更することによる大きな効果を得ることの可能な非操舵輪操舵制御装置を作動させ、逆に旋回度合が大きな領域では、比較的旋回度合が大きな領域で大きな効果を得ることの可能な例えはロール剛性配分制御装置、駆動力配分制御装置或いは差動制限制御装置を作動させることにより、旋回度合の大きな領域であっても小さな領域であっても、ステアリング特性を変更することによる充分な効果を得ることが可能となる。

【0016】また、請求項9に係る車線維持装置は、車両の旋回状態を検出する旋回状態検出手段を有し、前記ステアリング特性変更手段は、前記旋回状態検出手段で急旋回状態であることを検出したときに前記ステアリング特性を変更するようになっていることを特徴としている。この請求項9に係る発明では、ステアリング特性変更手段は、旋回状態検出手段により急旋回状態であることを検出したときに、ステアリング特性を変更するようになっているから、ステアリング特性変更手段によりステアリング特性を変更することによる効果を充分得られる時点でステアリング特性の変更を行うことが可能となる。

【0017】さらに、請求項10に係る車線維持装置は、車両挙動を検出する車両挙動検出手段を有し、前記ステアリング特性変更手段は、前記車両挙動検出手段での検出結果に基づき車両の走行安定性が損なわれると予測されるときには前記車両の回頭性を向上させる方向へのステアリング特性の変更を行わないようになっていることを特徴としている。

【0018】この請求項10に係る発明では、車両挙動検出手段で検出した現在の車両挙動から、ステアリング特性を車両の回頭性を向上させる方向に変更したから、車両の走行安定性が損なわれると予測されるときには、車両の回頭性を向上させる方向へのステアリング特性の変更を行わない。よって、ステアリング特性を変更することに起因して車両の走行安定性が損なわれることが回避される。

【0019】

【発明の効果】本発明の請求項1に係る車線維持装置によれば、自動操舵手段によって操舵アクチュエータを制御する際に、操舵輪の操舵量が大きいとき或いは操舵量が増加する方向に制御されるときには車両の回頭性を向上させる方向にステアリング特性を変更し、操舵輪の操舵量が小さいとき或いは操舵量が減少する方向に制御されるときには、車両の走行安定性を向上させる方向にステアリング特性を変更するから、その分操舵アクチュエータにより制御すべき操舵量が小さくてすみ、操舵アクチュエータの小型化及び小出力型化を図ることができる。

【0020】また、請求項2に係る車線維持装置によれば、自動操舵手段は、走行車線に対する車両のヨー角、走行車線内における車両の横方向の偏位、及び走行車線前方の曲率に応じて操舵輪を制御するようにしたから、走行車線内における自車両の位置及び走行車線前方の状況に応じて的確に操舵輪を制御することができる。また、請求項3から請求項7に係る車線維持装置によれば、車両の前後のロール剛性配分を変更可能なロール剛性配分制御装置、四輪駆動車両の前後の駆動力配分を変更可能な駆動力配分制御装置、前輪及び後輪を操舵制御可能な四輪操舵制御装置、駆動輪の差動制限量を変更可能な差動制限制御装置の何れかによってステアリング特性を変更するようにしたから、ステアリング特性を容易に変更することができる。

【0021】また、請求項8に係る車線維持装置によれば、車両の旋回度合に応じて、ステアリング特性を変更するために作動させる制御装置を切り替えるようにしたから、旋回度合が変化しても、ステアリング特性を変更することによる充分な効果を得ることができる。また、請求項9に係る車線維持装置によれば、旋回状態検出手段により急旋回状態であることを検出したときに、ステアリング特性を変更するから、的確なタイミングでステアリング特性を変更することができる。

【0022】さらに、請求項10に係る車線維持装置によれば、車両挙動検出手段の検出結果に基づき、車両の走行安定性が損なわれると予測されるときには、車両の回頭性を向上させる方向へのステアリング特性の変更を行わないから、ステアリング特性を変更することに起因して車両の走行安定性が損なわれることを回避することができる。

【0023】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を図面に基づいて説明する。図1は、本発明の第1の実施の形態を示すシステム構成図である。図中、1FLは前左輪、1FRは前右輪、1RLは後左輪、1RRは後右輪を示し、前左右輪1FL、1FRにはごく一般的なラックアンドピニオン式の操舵機構が付加されている。この操舵機構は、前左右輪1FL、1FRの操舵軸（タイロッド2a）に接続されるラック2と、これに噛合するピニオン3と、このピニオン3を運転者からステアリングホイール4に与えられる操舵トルクで回転させるステアリングシャフト5とを備え、前記ラック2、ピニオン3、ステアリングホイール4及びステアリングシャフト5によって、操舵系を構成している。

【0024】また、ステアリングシャフト5におけるピニオン3の上部には、減速機を構成するリングギヤ6が同軸に固定され、このリングギヤ6に操舵補助モータ7の駆動軸に連結されたリングギヤ8が噛合され、操舵補助モータ7が後述するコントロールユニット10から出力されるデューティ制御されたバ尔斯電流によって操舵トルクに応じた操舵補助力を発生するように制御され、リングギヤ6及び8、操舵補助モータ7及びこの操舵補助モータ7を制御するコントロールユニット10によってパワーステアリングを構成している。

【0025】また、ステアリングシャフト5におけるリングギヤ6の上部には、トルク検出機構を構成する操舵トルクセンサ12が設けられている。前記トルク検出機構は、ステアリングシャフト5の下端部とピニオン3の上端部とを連結するトーションバー12aとその外周に配置された前記操舵トルクセンサ12とから構成されている。そして、操舵トルクセンサ12は、前記トーションバー12aの振じれ量から操舵トルクを検出し、操舵トルクの大きさに応じた電圧信号である操舵トルクT_Tを、前記コントロールユニット10に供給する。

【0026】さらに、ステアリングシャフト5における操舵トルクセンサ12の上部には、前左右輪1FL、1FRを自動操舵するための自動操舵機構も付加されている。この自動操舵機構は、前記ステアリングシャフト5と同軸に取り付けられたドライブギヤ14と、これに噛合するドライブギヤ15と、このドライブギヤ15を回転駆動する自動操舵モータ16とから構成されている。なお、自動操舵モータ16とドライブギヤ15との間にクラッチ機構17が介在されており、自動操舵制御時にのみクラッチ機構17が接続され、そうでないときにはクラッチ機構17が離間して自動操舵モータ16の回転力がステアリングシャフト5に入力されないようにしている。そして、これらの機構と前記自動操舵モータ16とから操舵アクチュエータを構成し、この操舵アクチュエータは前記コントロールユニット10からの制御信号で制御される。

【0027】そして、前記パワーステアリング、操舵アクチュエータ、前記操舵トルクセンサ12及び後述の舵角センサ21から操舵機構30が構成されている。また、この車両には、種々のセンサ類が取り付けられている。図中21は舵角センサであって、ステアリングシャフト5の回転角から前左右輪1FL、1FRの尖前輪舵角φ_Fを割り出してコントロールユニット10に出力する。また、22FL～22RRは各車輪に設けられた車輪速センサであり、その検出信号をコントロールユニット10に出力する。

【0028】また、図中24は、自動操舵機構による自動操舵制御の実行を指示するための自動操舵スイッチであって、ドライバが自動操舵スイッチ24をオン状態としたとき、“H”となる検出信号をコントロールユニット10に出力する。また、車室内のインナミラーステー等にはCCDカメラ等の単眼カメラ25が設置され、車両前方状況を撮像し、撮像した画像データをカメラコントローラ26に出力する。このカメラコントローラ26は、公知の処理方法と同様にして、例えば二値化等の処理により自車両近傍のレーンマーカを検出し、走行中の車線内における横方向の偏位y、車線マーカの接線に対するヨー角ψ、走行車線前方の曲率βを算出し、これをコントロールユニット10に出力する。

【0029】また、車体側部材32と、各車輪1FL～1RRの間には、油圧シリンダ34がそれぞれ設けられ、公知の能動型サスペンションを構成しており、各油圧シリンダ34への流体圧を、図示しない油圧制御回路をコントロールユニット10により制御することにより、ロール制御、バウンス制御及びピッチ制御を行って車両挙動を安定させている。

【0030】また、車両の適所には、車両の上下方向に作用する上下加速度を検出する上下加速度センサ36、車両の前後方向に作用する前後加速度を検出する前後加速度センサ37、車両の横方向に作用する横加速度を検出する横加速度センサ38が設けられ、これらセンサの検出信号はコントロールユニット10に出力される。前記コントロールユニット10は図示されないマイクロコンピュータのような離散化されたディジタルシステムで構成され、コントロールユニット10では、各種センサからの検出信号に基づいて、操舵補助モータ7を駆動しステアリングシャフト5に生じる操舵トルクT_Tに応じた操舵補助力を発生させる。また、自動操舵スイッチ24がオン状態に操作されているときには、公知の自動操舵制御を行い、車両が車線を維持して走行するように、前記自動操舵モータ16を駆動制御する。さらに、各種センサからの検出信号に基づいて、公知の能動型サスペンション制御装置における姿勢変化抑制制御処理を実行し、各油圧シリンダ34への油圧制御を行い、車両のバウンス制御、ロール制御及びピッチ制御を行い車両挙動を安定させる。このとき、前記自動操舵制御において自

動操舵モータ16によって操舵輪の切り増しが行われるときには後輪のロール剛性配分を増加させ、切り戻しが行われるときには前輪のロール剛性配分を増加させるようしている。

【0031】図2は、コントロールユニット10で実行される、自動操舵及び姿勢変化抑制制御処理の処理手順を示すフローチャートである。この演算処理は、例えば1.0 msec.といつた予め設定されたサンプリング時間毎にタイマ割り込み処理として実行される。コントロールユニット10では、まず、ステップS1で各種センサからの検出信号を読み込む。すなわち、舵角センサ21からの検出信号である尖前輪舵角 δ_F 、車輪速センサ

$$V = (V_{WF_L} + V_{WF_R}) / 2$$

次いで、ステップS3に移行し、目標前輪操舵角 δ^* を例えば次式(2)に従って、自車両の走行車線に対するヨー角 ψ と、横偏位 y と前方の走行車線の曲率 β とをも

$$\delta^* = K_a \cdot \Phi + K_b \cdot \psi + K_c \cdot \beta \quad \dots (1)$$

ここで、前記 K_a 、 K_b 、 K_c は、車速に応じて変動する制御ゲインである。このとき、例えば右方向への操舵は正值、左方向への操舵は負値で表すようになっている。次いで、ステップS4に移行し、各車輪に対応する油圧シリング34に発生させる目標制御液圧 P_{a_i} (i=F_L~F_R)を、例えば上下加速度 Z_G 、横加速度 Y_G 、前後加速度 X_G 等に基づいて公知のアクティブサスペンション制御装置と同様にして車両のバウンス運動制御量、ロール運動制御量、ピッキング運動制御量に基づいて設定する。

【0034】なお、ここでは、上下加速度 Z_G 、横加速度 Y_G 、前後加速度 X_G 等に基づいて目標制御液圧 P_{a_i}

$$D_p = P_{SF} / (P_{SF} + P_{SR}) \quad \dots (2)$$

$$P_{SF} = P_{a_{FL}} + P_{a_{FR}}$$

$$P_{SR} = P_{a_{RL}} + P_{a_{RR}}$$

次いで、ステップS7に移行し、ロール剛性配分比補正量 ΔD_p を次式(4)に基づいて算出する。

$$\Delta D_p = K_{S1} \cdot |\delta^*|$$

なお、式中の K_{S1} は、車速に応じて変化する制御ゲインであって、例えば、図3に示すように、車速が零から比較的中車速のしきい値 v_{11} までの間は比較的大きな K_{S1L} 、車速がしきい値 v_{11} から比較的高車速のしきい値 v_{12} までの間は車速が増加するにつれて減少し、車速がしきい値 v_{12} 以上となると比較的小さい K_{S1U} となるよ

$$D_p h = D_p - \Delta D_p$$

次いで、ステップS9に移行し、ロール剛性配分前輪配分比補正值 D_{ph} に応じて、前輪側及び後輪側の目標制御液圧 P_{a_i} の合計値 P_{SF} 及び P_{SR} を補正し、次式

$$P_{sh_F} = D_{ph} \cdot (P_{SF} + P_{SR}) \quad \dots (3)$$

$$P_{sh_R} = (1 - D_{ph}) \cdot (P_{SF} + P_{SR})$$

次いで、ステップS10に移行し、ステップS9で算出した前輪側及び後輪側の目標制御液圧の合計値の補正值 P_{sh_F} 及び P_{sh_R} と、ステップS4で目標制御液圧

22FL~22RRの検出信号、自動操舵スイッチ24からのスイッチ信号、上下加速度センサ36からの上下加速度 Z_G (i=FL~RR)、前後加速度センサ37からの前後加速度 X_G 、横加速度センサ38からの横加速度 Y_G を読み込み、また、カメラコントローラ26で検出した自車両のヨー角 ψ 、車線中心からの横偏位 y 、走行車線の曲率 β を読み込む。

【0032】次いで、ステップS2に移行し、車速 V を検出する。例えば、次(1)に示すように、前輪側の車輪速センサ22FL、22FRの検出信号 V_{WF_L} 、 V_{WF_R} の平均値から車速 V を検出する。

……(1)

とに、算出する。

【0033】

……(2)

δ^* の算出を行うようしているが、これに限るものではなく、さらに車高センサ等を設けて車高制御や、或いはプレビュー制御等を行うようにしてもよく、どのような方法で算出してもよい。次いで、ステップS5に移行し、自動操舵スイッチ24からのスイッチ情報が“オン”つまり、自動操舵走行が指示されているか否かを判定し、スイッチ情報がオンである場合にはステップS6に移行する。

【0035】このステップS6では、各目標制御液圧 P_{a_i} に基づいて前後のロール剛性配分の前輪配分比 D_p を次式(3)にしたがって算出する。

……(3)

【0036】

……(4)

うに設定される。

【0037】次いで、ステップS8に移行し、ロール剛性配分比補正量 ΔD_p に基づいてロール剛性配分前輪配分比 D_p を次式(5)にしたがって補正し、ロール剛性配分前輪配分比補正值 D_{ph} を算出する。

……(5)

(6)にしたがって補正值 P_{sh_F} 及び P_{sh_R} を算出する。

【0038】

……(6)

P_{a_i} を算出する際に算出した旋回状態に応じたロール運動制御量の左右配分比とに基づいて、各輪の目標制御液圧 P_{a_i} を補正する。

【0039】つまり、旋回状態に応じた左右配分比に応じて、補正值 P_{sh_f} 及び P_{sh_b} を累積し、これを各輪の目標制御液圧 P_{a_i} に加算して、目標制御液圧の補正值 $P_{a_i h_i}$ を算出する。次いで、ステップS11に移行し、クラッチ機構17を接続させる制御信号を出力し、次いでステップS12に移行し、舵角センサ21からの実前輪舵角 δ_f を目標前輪操舵角 δ_f^* と一致させるための制御信号を生成し、これを自動操舵モータ16に出力する。また、各油圧シリンダ34で目標制御液圧補正值 $P_{a_i h_i}$ を発生させ得るための制御信号を生成しこれを出力する。そして、メインプログラムに戻る。

【0040】一方、前記ステップS5で自動操舵スイッチ24からのスイッチ情報が“オフ”つまり、自動操舵走行が指示されていない場合には、ステップS16に移行し、クラッチ機構17を離間させる制御信号を出力し、次いでステップS17に移行して、各油圧シリンダ34で目標制御液圧 P_{a_i} を発生させ得るための制御信号を生成しこれを出力する。そして、メインプログラムに戻る。

【0041】ここで、前記操舵アクチュエータ及び前記コントロールユニット10においてこの操舵アクチュエータを制御する処理が自動操舵手段に対応し、油圧シリンダ34を含む図示しない能動型サスペンション及びコントロールユニット10においてこの油圧シリンダ34を制御する処理がステアリング特性変更手段及びロール剛性配分制御装置に対応している。

【0042】次に、上記第1の実施の形態の動作を説明する。イグニッションスイッチがオン状態となると、コントロールユニット10では自動操舵及び姿勢変化抑制制御処理を開始し、また、前記操舵トルクセンサ12からの操舵トルクTに応じて前記操舵補助モータ7を駆動し、ステアリングシャフト5に生じる操舵トルクに応じた操舵補助力を発生させる。

【0043】また、カメラコントローラ26では、単眼カメラ25の検出信号に基づいて所定の処理を行い、自車両のヨー角 ψ 、車線中心からの横偏位 y 、走行車線の曲率 β を算出する。そして、これをコントロールユニット10に出力する。コントロールユニット10では、カメラコントローラ26から前記各種情報を入力すると共に、各種センサから情報を読み込み(ステップS1)、各車輪速センサ22FL～22RRの検出信号に基づいて車速Vを算出し(ステップS2)、前記式(2)に基づいて目標前輪操舵角 δ_f^* を算出する(ステップS3)。さらに、上下加速度 Z_{ci} 、横加速度 Y_c 、前後加速度 X_c 等に基づいてピッキング運動制御量、ロール運動制御量、バウンス運動制御量を算出し、これらから目標制御液圧 P_{a_i} ($i = FL \sim RR$)を算出する(ステップS4)。

【0044】そして、自動操舵スイッチ24がオフ状態となっているときには、ステップS5からステップS1

6に移行し、クラッチ機構17を離間させる制御信号を出力して自動操舵モータ16のステアリングシャフト5に伝達されない状態に制御し、各油圧シリンダ34のシリンダ圧を、目標制御液圧 P_{a_i} とする制御信号を出力する(ステップS17)。

【0045】これにより、各油圧シリンダ34のシリンダ圧が、ピッキング運動制御量、ロール運動制御量、バウンス運動制御量を抑制し得る目標制御液圧 P_{a_i} となるように制御され、すなわち、通常の姿勢変化抑制制御処理時と同様に制御が行われる。そして、自動操舵スイッチ24がオン状態に制御されると、ステップS5からステップS6に移行し、前記式(3)に基づいてロール剛性配分前輪配分比 D_f が算出される。そして、このときのステップS3で算出された目標前輪操舵角 δ_f^* に基づいてロール剛性配分前輪配分比の補正量 ΔD_f が算出され(ステップS7)、これに基づいてロール剛性配分前輪配分比 D_f が補正される(ステップS8)。そして、補正されたロール剛性配分前輪配分比の補正量 D_f に基づいて、目標制御液圧 P_{a_i} が補正される(ステップS9, S10)。

【0046】ここで、補正量 ΔD_f は、目標前輪操舵角 δ_f^* が大きくなるほど大きな値に設定されるから、ロール剛性配分の前輪配分比の補正量 D_f は、目標前輪操舵角 δ_f^* が大きくなるほど小さな値に設定される。したがって、図4(a)に示すように車両が直進走行している状態で自動操舵制御処理において横偏位 y が大きくなると、これに応じて目標前輪操舵角 δ_f^* が大きくなるから、ロール剛性配分の前輪配分比が小さくなっている後輪のロール剛性配分が増加するため車両の回頭性が向上し、この状態から車両の横偏位の修正が終わって目標前輪操舵角 δ_f^* が小さくなると、これに応じて後輪のロール剛性配分が減少し車両の安定性が向上する。

【0047】そして、車両が直進走行している状態から図4(b)に示すように、旋回状態に移行すると、これに応じて自動操舵制御処理において目標前輪操舵角 δ_f^* に応じて操舵が行われ、状態Aに示すように直進状態から旋回状態に移行すると、目標前輪操舵角 δ_f^* に応じてロール剛性配分前輪配分比 D_f が補正され、後輪のロール剛性配分が増加するように補正されて車両の回頭性が向上する。

【0048】そして、この状態から状態Bに示すように、車両が旋回内側寄りとなったことから旋回外側に横偏位 y を修正する場合には、目標前輪操舵角 δ_f^* の減少につれて補正量 ΔD_f が減少するから前輪のロール剛性配分が増加するように補正されて車両の直進走行安定性が向上し、車両のヨーダンピングを向上させることができ、スムーズな車両挙動で車両の旋回外側への修正が行われる。そして、修正が終了すると目標前輪操舵角 δ_f^* の増加に伴って後輪のロール剛性配分が増加するから車両の回頭性が向上する。

【0049】そして、このときロール剛性配分比の補正量 ΔD_p の算出に用いられる制御ゲイン K_S は車速 V が大きくなるほど小さな値に設定されるから、車速が大きくなるほど補正量 ΔD_p が小さく抑制されて前輪配分比が大きめに設定されるから、車両高速安定性が高められる。このように、目標前輪操舵角 δ^* が増加するときには車両の回頭性が向上し、逆に目標前輪操舵角 δ^* が減少するときには車両の直進走行安定性が向上し、また直進移行後の修正操舵量も少なくすむから、その分、操舵輪を自動制御するための操舵用制御トルクは少なくてすみ、すなわち、自動操舵モータ16を含む自動操舵機構の負荷を軽減することができ、小型化及び低出力化を図ることができる。また、自動操舵制御の応答性をも向上させることができる。

【0050】なお、上記第1の実施の形態において、コントロールユニット10で、ABS制御処理も行うようにもよる、この場合には、ステップS2の処理で各車輪速センサ22FL、22FRの検出信号に基づいて車速 V を算出する替わりに、ABS制御処理の処理過程で算出された車速 V を用いるようにすればよい。また、上記第1の実施の形態においては、目標前輪操舵角 δ^* に応じてロール剛性配分比補正量 ΔD_p を設定するようにした場合について説明したが、これに限らず、目標前輪操舵角 δ^* の変化量 $\Delta \delta^*$ に応じて補正量を算出するようにしてもよい。また、さらに、ヨーレートセンサを設け、実前輪操舵角 δ_F と車速 V から目標ヨーレート ω_{REF} を算出し、目標ヨーレート ω_{REF} とヨーレートセンサで検出したヨーレート ω とに基づいて、車両のヨーレートが収束方向にあるか否かを判断し、これに応じてロール剛性配分比補正量 ΔD_p を算出するようにしてもよい。

【0051】また、上記実施の形態においては能動型サスペンションを適用した場合について説明したが、これに限らず、例えば、ダンパーの減衰力を無段或いは有段で変更可能なアクチュエータを用いて、前後の減衰力の大きさを切り替えることでロール剛性配分を変更するようにしてもよい。次に、本発明の第2の実施の形態を説明する。

【0052】この第2の実施の形態は、前後駆動力の配分量を制御可能な、ステアリング特性変更手段としての駆動力配分制御装置を備えた車両において、前後の駆動力配分量を制御することにより車両のステアリング特性をえるようにしたものである。図5は、第2の実施の形態を示すシステム構成図である。

【0053】エンジン41からの出力は変速機42で選択された歯車比で変速されて、トランスファ43で前輪側及び後輪側に分割される。そして、トランスファ43で分割された前輪側駆動力が前輪側出力軸44、フロントディファレンシャルギア45及び前輪側ドライブシャフト46を介して前輪1FL、1FRに伝達される。一

方、後輪側駆動力はフロペラシャフト47、リヤディファレンシャルギヤ48、及び後輪側ドライブシャフト49を介して後輪1RL、1RRに伝達される。

【0054】前記トランスファ43には、油圧ユニット50から付与されるクラッチ制御圧に応じて前後輪に対するトルク配分比を変更できる公知の流体式多板クラッチ機構43aが設けられている。前記油圧ユニット50は、例えば図示しないリザーバ内の作動油を加圧供給する流体圧力源50aと、この流体圧力源50aからの供給油圧を可変制御してクラッチ機構43aへ作動油を供給する圧力制御弁50bとから構成され、この圧力制御弁50bはコントロールユニット10によって制御されるようになっている。

【0055】また、車両の適所には、車輪速センサ22FL～22RR、横加速度センサ38、車両に発生する実ヨーレート ω を検出するヨーレートセンサ42が設けられている。また、上記第1の実施の形態と同様に、自動操舵スイッチ24、単眼カメラ25、カメラコントローラ26及び操舵機構30が設けられている。そして、各種センサの検出信号はコントロールユニット10に出力され、このコントロールユニット10によって、操舵機構30が制御されると共に、前記油圧ユニット50が制御されるようになっている。

【0056】前記コントロールユニット10は、上記第1の実施の形態と同様に、各種センサからの検出信号に基づいて、操舵機構30を構成する操舵補助モータ7を駆動しステアリングシャフト5に生じる操舵トルクに応じた操舵補助力を発生させると共に自動操舵制御処理を実行する。また、各種センサからの検出信号に基づいて、公知の前後の駆動力配分制御装置と同様にして、前後の駆動トルク配分を決定しこれに応じて油圧ユニット50を制御し、クラッチ機構43aを制御して前後の駆動トルク配分量を制御する。また、自動操舵制御処理において、操舵輪の切り増しを行うときには後輪の駆動力配分量を増加させ、切り戻しを行うときには後輪の駆動力配分量を減少させるようにしている。

【0057】図6は、コントロールユニット10で実行される、自動操舵及び駆動力配分制御処理の処理手順を示すフローチャートである。この演算処理は、例えば10msec.といった予め設定されたサンプリング時間毎にタイマ割り込み処理として実行される。コントロールユニット10では、上記第1の実施の形態と同様にして、まず、ステップS1で各種センサからの検出信号を読み込む。すなわち、舵角センサ21からの実前輪操舵角 δ_F 、車輪速センサ22FL～22RRの検出信号、自動操舵スイッチ24からのスイッチ信号、横加速度センサ38からの横加速度 Y_g 、ヨーレートセンサ42からの実ヨーレート ω を読み込み、また、カメラコントローラ26で検出した自車両のヨー角 ψ 、車線中心からの横偏位 y 、走行車線の曲率 β を読み込む。

【0058】次いで、ステップS2に移行して前記

(1)式から車速Vを算出し、ステップS3に移行して前記(2)式から目標前輪操舵角 δ^* を算出する。次いで、ステップS21に移行し、公知の前後の駆動力配分制御装置と同様にして例えば各車輪速センサ22FL～22RRの検出値に基づいて検出した前後輪速度差 ΔV と、横加速度 Y_g と等をもとに、トランスファ43のクラッチ機構43aの押し付け圧 T_{eREF} 、すなわち、前輪の駆動トルクを算出する。

【0059】なお、ここでは、前後輪速度差 ΔV と、横加速度 Y_g 等をもとに、クラッチ機構43aの押し付け圧 T_{eREF} を算出するようにしているが、これに限る

$$\beta_C = Y_g - V \cdot \phi$$

次いでステップS24に移行し、算出した車両の横滑り角 β_C の絶対値が、しきい値 $|\beta_{TH}|$ 以上であるかどうか ($|\beta_C| \geq |\beta_{TH}|$) を判定し (車両挙動検出手段)、 $|\beta_C| \leq |\beta_{TH}|$ であるときには、ステップS25に移行して、クラッチ機構43aの押し付け圧 T_{eREF} の補正量 ΔT_{eREF} を、 $\Delta T_{eREF} = 0$ に設定す

$$\Delta T_{eREF} = K_S_2 \cdot |\delta^*|$$

なお、式中の K_S_2 は、車速に応じて変化する制御ゲインであって、例えば、図7に示すように、車速が零から比較的中車速域のしきい値 V_{21} までの間は比較的大きな K_{S2H} 、車速がしきい値 V_{21} から比較的高車速域のしきい値 V_{22} までの間は車速が増加するにつれて減少し、車速がしきい値 V_{22} 以上となると比較的小さな K_{S2L} となる。

$$T_{eHREF} = \text{MAX}(T_{eREF}, \Delta T_{eREF}, 0)$$

なお、式(9)は、 $T_{eREF} - \Delta T_{eREF}$ との何れか大きい方を T_{eHREF} として選択することを意味する。

【0064】次いで、ステップS28に移行し、クラッチ機構17を接続させる制御信号を出力し、次いで、ステップS29に移行し、実際の前輪舵角つまり、舵角センサ21からの実前輪舵角 δ_F を目標前輪操舵角 δ^* と一致させるための制御信号を生成し、これを自動操舵モータ16に出力する。また、押し付け圧補正値 T_{eH} を発生させ得る制御信号を生成し、これを油圧ユニット50に出力する。そしてメインプログラムに戻る。

【0065】一方、前記ステップS22で自動操舵スイッチ24からのスイッチ情報が“オフ”つまり、自動操舵走行が指示されていない場合には、ステップS31に移行し、クラッチ機構17を離間させる制御信号を出力し、次いでステップS32に移行して、押し付け圧 T_{eREF} を発生させ得る制御信号を生成し、これを油圧ユニット50に出力する。そして、メインプログラムに戻る。

【0066】次に、上記第2の実施の形態の動作を説明する。上記第1の実施の形態と同様に、イグニッションスイッチがオン状態となると、コントロールユニット10では自動操舵及び駆動力配分制御処理を開始し、ま

ものではなく、さらに、アクセル開度、或いは前後加速度等を検出するようにし、これらをも考慮して算出するようにもよく、どのような方法で算出してもよい。

【0060】次いで、ステップS22に移行し、自動操舵スイッチ24からのスイッチ情報が“オン”つまり、自動操舵走行が指示されているか否かを判定し、スイッチ情報がオンである場合にはステップS23に移行する。このステップS23では、次式(7)に基づいて、大ヨーレート ϕ 、横加速度 Y_g 、車速Vをもとに、車両の横滑り角 β_C を算出する。

【0061】

……(7)

る。

【0062】一方、ステップS24で $|\beta_C| < |\beta_{TH}|$ であるときにはステップS26に移行して、次式(8)に基づいて、目標前輪操舵角 δ^* に基づいて押し付け圧の補正量 ΔT_{eREF} を算出する。

……(8)

るよう設定される。

【0063】次いで、ステップS27に移行し、押し付け圧の補正量 ΔT_{eREF} に基づいてクラッチ機構43aの押し付け圧 T_{eREF} を次式(9)にしたがって補正し、押しつけ圧補正值 T_{eHREF} を算出する。

$\Delta T_{eREF}, 0) \quad \dots \dots (9)$

た、カメラコントローラ26では、単眼カメラ25の検出信号に基づいて所定の処理を行い、自車両のヨー角 Φ 、車線中心からの横偏位 y 、走行車線の曲率 β を算出する。そして、これをコントロールユニット10に出力する。

【0067】コントロールユニット10では、カメラコントローラ26から前記各種情報を入力すると共に、各種センサから情報を読み込み、各車輪速センサ22FL～22RRの検出値に基づいて車速Vを算出し、目標前輪操舵角 δ^* を算出し(ステップS21～S3)、さらに、各車輪速センサ22FL～22RRの検出値に基づいて検出した前後輪速度差 ΔV と、横加速度 Y_g とをもとに、クラッチ機構43aの押し付け圧 T_{eREF} を算出する(ステップS21)。

【0068】そして、自動操舵スイッチ24がオフ状態となっているときには、ステップS22からステップS31に移行し、クラッチ機構17を離間させる制御信号を出力し自動操舵モータ16の回転力がステアリングシャフトに伝達されない状態に制御し、ステップS32に移行して、押し付け圧 T_{eREF} を発生させるための制御信号を生成し、これを油圧ユニット50に出力する(ステップS32)。

【0069】これにより、油圧ユニット50の圧力制御

弁50が制御され、クラッチ機構43aが制御され、押し付け圧 $T_{e_{REF}}$ に応じた駆動トルク配分量に制御され、通常の駆動力配分制御処理時と同様に制御が行われる。そして、自動操舵スイッチ24がオン状態に制御されると、ステップS22からステップS23に移行し、前記(7)式に基づいて車両の横滑り角 β_c を算出する。

【0070】そして、車両の横滑り角 β_c が $|\beta_c| < |\beta_{TH}|$ であるときには、ステップS24からステップS26に移行し押し付け圧の補正量 $\Delta T_{e_{REF}}$ が前記(8)式に基づいて設定され、つまり、目標前輪操舵角 δ^* が大きくなるほど大きな値に設定され、よって押し付け圧補正量 $\Delta T_{e_{REF}}$ はより小さくなるように設定され(ステップS27)、前輪側の押し付け圧が小さくなるように補正される(ステップS28)。

【0071】したがって、図4(a)に示すように車両が直進走行している状態で横偏位yが大きくなると、自動操舵制御において算出される目標前輪操舵角 δ^* が大きくなるから、これに応じて前輪側の押し付け圧が小さくなつて後輪側の駆動力配分が増加し、車両の回頭性が向上する。この状態から車両の横偏位の修正が終わつて自動操舵制御において算出される目標前輪操舵角 δ^* が小さくなると、これに応じて前輪側の駆動力配分量が増加して車両の安定性が向上する。

【0072】そして、車両が直進走行している状態から図4(b)に示すように、旋回状態に移行すると、これに応じて目標前輪操舵角 δ^* が増加するから、ステップS21で算出されたクラッチ機構43aの押し付け圧が、押し付け圧を小さくする方向に補正され、後輪側の駆動力配分量が増加して車両の回頭性が向上される。そして、旋回状態から状態Bに示すように車両が旋回内側寄りとなつたときには、自動操舵制御では旋回外側に横偏位を修正しようとするから目標前輪操舵角 δ^* が減少しこれにつれて補正量 $\Delta T_{e_{REF}}$ が減少するから、前輪の駆動力配分量が増加するよう補正されて車両の直進走行安定性が向上し、スムーズな車両挙動で車両の旋回外側への修正が行われる。

【0073】このとき、前記補正量 $\Delta T_{e_{REF}}$ の算出に用いられる制御ゲイン D_S は車速Vが大きくなるほど小さな値に設定されるから、車速が大きくなるほど補正量 $\Delta T_{e_{REF}}$ が小さく抑制され、前輪側の駆動力配分が大きめに設定されるから、車両の高速安定性が高められる。また、車両の横滑り角 β_c が $|\beta_c| \geq |\beta_{TH}|$ であるときには、ステップS24からステップS25に移行し押し付け圧の補正量 $\Delta T_{e_{REF}}$ は零となるから、押し付け圧 $T_{e_{REF}}$ は補正されない。よつて、車両の横滑り角 β_c から車両挙動を検知し、車両の安定性が損なわれると判断したときには目標前輪操舵角 δ^* に基づくステアリング特性の変更は行われず、車両の回頭性を向上する方向への補正は行われないから、駆動力配分制御

による現在の走行状態に応じたステアリング特性の制御と自動操舵制御による目標前輪操舵角 δ^* に基づくステアリング特性の制御との両方を行うことによって回頭性が向上しすぎたり、或いは路面の状況に応じて車両の安定性が悪化することを回避することができる。

【0074】したがつて、この第2の実施の形態においても、上記第1の実施の形態と同等の作用効果を得ることができる。なお、上記第2の実施の形態においては、目標前輪操舵角 δ^* に基づいて、押し付け圧の補正量 $\Delta T_{e_{REF}}$ を算出するようにした場合について説明したが、これに限らず、例えば実前輪操舵角 δ_F と車速Vから目標ヨーレート $\dot{\psi}^*$ を算出し、この目標ヨーレート $\dot{\psi}^*$ と実ヨーレート $\dot{\psi}$ から車両のヨーレートが収束方向にあるか否かを判断し、これに応じて補正量 $\Delta T_{e_{REF}}$ を算出するようにしてもよい。

【0075】また、上記実施の形態においては、駆動力配分制御装置として前後の駆動力配分比を連続的に制御する場合について説明したが、例えば単純に四輪駆動と二輪駆動とを切り替えるアクチュエータを用いて前後駆動力配分を変更するようにしてもよい。次に、本発明の第3の実施の形態を説明する。

【0076】この第3の実施の形態は、前輪及び後輪を操舵するようにした、ステアリング特性変更手段としての四輪操舵制御装置を備えた車両において、補助操舵輪となる後輪を操舵制御することにより車両のステアリング特性を変えるようにしたものである。図8は、第3の実施の形態を示すシステム構成図である。

【0077】図中1FL, 1FRは主操舵輪としての前輪、1RL, 1RRは補助操舵輪としての後輪であつて、前輪1FL, 1FR間にはタイロッド4を介して、上記第1の実施の形態と同様の操舵機構30が介挿されている。一方、後輪1RL, 1RR間には、タイロッド51を介して操舵軸52が介挿され、アクチュエータユニット53によって操舵軸52を車両の左右方向に移動させて、後輪を補助操舵するようになつてゐる。このアクチュエータユニット53は、電動モータ54を動力源とする公知の後輪操舵機構55を構成し、電動モータ54を両方向に駆動することによって、操舵軸52が車両の左右方向に往復移動され、補助操舵輪である後輪1RL, 1RRを左右方向に同期して操舵することができるようになつてゐる。この後輪操舵機構55には、前記電動モータ54の回転角すなわち後輪1RL, 1RRの実後輪舵角 θ_R を検出する後輪舵角センサ56a及び56bが設けられ、これらセンサの検出信号は前記コントロールユニット10に入力されるようになつてゐる。

【0078】また、車両の適所には、上記第1の実施の形態と同様に、車輪速センサ22FL~22RR、自動操舵スイッチ24、単眼カメラ25、カメラコントローラ26が設けられている。そして、各種センサの検出信号はコントロールユニット10に出力され、このコント

コントロールユニット10によって、操舵機構30が制御されると共に、アクチュエータユニット53が制御されるようになっている。

【0079】前記コントロールユニット10は、上記第1の実施の形態と同様に、各種センサからの検出信号に基づいて、操舵機構30を構成する操舵補助モータ7を駆動しステアリングシャフト5に生じる操舵トルクに応じた操舵補助力を発生させると共に自動操舵制御処理を実行する。また、各種センサからの検出信号に基づいて、公知の四輪操舵制御装置と同様にして、ステアリングホイール4による前輪の操舵と同位相の後輪操舵を行うことにより、車速中速域では、ステアリング特性を弱アンダステア方向に変更制御して旋回性能を向上させ、高速域ではステアリング特性をアンダステア方向に強めるように変更制御して、旋回時、レーンチェンジ時等の車両の安定性を向上させると共にコーナリングの収束性を向上させる。また、自動操舵制御処理において、操舵輪の切り増しを行うときには、後輪の同相操舵量を減少させまた逆相操舵量を増加させ、操舵輪の切り戻しを行うときには、後輪の同相操舵量を増加させまた逆相操舵量を減少させるようにしている。

【0080】図9は、コントロールユニット10で実行される、自動操舵及び後輪操舵制御処理の処理手順を示すフローチャートである。この演算処理は、例えば1.0 msec.といった予め設定されたサンプリング時間毎にタイマ割り込み処理として実行される。コントロールユニット10では、まず、ステップS1で各種センサからの検出信号を読み込む。すなわち、舵角センサ21か

$$\Delta \theta_{r\text{REF}} = K S_3 \cdot \theta_{r\text{REF}}$$

なお、式中のKS3は、車速に応じて変化する制御ゲインであって、例えば、図10に示すように、車速が零から比較的中車速のしきい値V_{s1}までの間は比較的大きなKS3H、車速がしきい値V_{s1}から比較的高車速のしきい値V_{s2}までの間は車速が増加するにつれて減少し、車速がしきい値V_{s2}以上となると比較的小さなKS3Lとなる。

$$\theta_{rh\text{REF}} = \theta_{r\text{REF}} - \Delta \theta_{r\text{REF}}$$

次いで、ステップS45に移行し、クラッチ機構17を接続させる制御信号を出力し、次いで、ステップS46に移行し、実際の前輪舵角つまり、舵角センサ21からの実前輪舵角θ_rを目標前輪操舵角θ^{*}と一致させるための制御信号を生成し、これを自動操舵モータ16に出力する。また、目標後輪舵角補正值θ_{rh}_{REF}を得るために制御信号を生成し、これをアクチュエータユニット53に出力する。そしてメインプログラムに戻る。

【0085】一方、前記ステップS42で自動操舵スイッチ24からのスイッチ情報が“オフ”つまり、自動操舵走行が指示されていない場合には、ステップS48に移行し、クラッチ機構17を離間させる制御信号を出力し、次いでステップS49に移行して、目標後輪舵角θ_{r_{REF}}と例えば後輪舵角センサ56aからの実後輪舵角

からの実前輪舵角θ_r、車輪速センサ22DLへ22DRからの検出信号、自動操舵スイッチ24からのスイッチ信号、後輪舵角センサ56a及び56bからの実後輪舵角θ_rを読み込み、また、コントロールユニット10で検出した自車両のヨー角ψ、車線中心からの横偏位y、走行車線の曲率βを読み込む。そして、後輪舵角センサ56a及び56bからの二つの実後輪舵角θ_rを比較すること等によって後輪舵角センサの異常監視を行う。

【0081】次いで、ステップS2に移行し、上記第1の実施の形態と同様にして車速Vを検出し、ステップS3で目標前輪操舵角θ^{*}を算出し、ステップS41で公知の四輪操舵制御装置と同様にして例えば、舵角センサ21からの実前輪舵角θ_r、この実前輪舵角θ_rをもとに算出した操舵角速度θ_{r'}、車速V等に基づいて目標後輪舵角θ_{r_{REF}}を算出する。

【0082】なお、ここでは、舵角センサ21からの実前輪舵角θ_r、操舵角速度θ_{r'}、車速V等に基づいて目標後輪舵角θ_{r_{REF}}を算出するようにしているが、これに限るものではなく、さらに横加速度を検出し、これをも考慮して算出するようにしてもよく、どのような方法で算出してもよい。次いで、ステップS42に移行し、自動操舵スイッチ24からのスイッチ情報が“オン”つまり、自動操舵走行が指示されているか否かを判定し、スイッチ情報がオンである場合にはステップS43に移行する。

【0083】このステップS43では、次式(10)に基づいて、目標後輪舵角θ_{r_{REF}}の補正量△θ_{r_{REF}}を算出する。

$$\dots\dots(10)$$

ように設定される。

【0084】次いで、ステップS44に移行し、補正量△θ_{r_{REF}}に基づいて次式(11)にしたがって目標後輪舵角θ_{r_{REF}}を補正し、目標後輪舵角補正值θ_{rh}_{REF}を算出する。

$$\dots\dots(11)$$

θ_rとを一致させる制御信号を生成し、アクチュエータユニット53に出力する。そして、メインプログラムに戻る。

【0086】したがって、自動操舵走行が指示されていないときには、ステップS1、S2、S3、S41を経てS42からステップS48を経てステップS49に移行し、目標後輪舵角θ_{r_{REF}}と後輪舵角センサ56aからの実後輪操舵角θ_rとを一致させる制御信号を生成し、アクチュエータユニット53に出力して、これにより、アクチュエータユニット53の電動モータ54が駆動されて、後輪1RL、1RRが操舵され、目標前輪操舵角θ^{*}に応じて後輪が操舵されて通常の後輪操舵制御処理が行われる。

【0087】そして、自動操舵スイッチ24がオン状態

に制御されると、ステップS-4-2からステップS-4-3に移行し、前記(10)式に基づいて目標後輪舵角 $\theta_{r_{REF}}$ の補正量 $\Delta\theta_{r_{REF}}$ が算出される。ここで、補正量 $\Delta\theta_{r_{REF}}$ は、目標前輪操舵角 δ^* が大きくなるほど大きな値に設定されるから、目標後輪舵角の補正值 $\theta_{r_{REF}}$ は、目標前輪操舵角 δ^* が大きくなるほど小さな値に設定される(ステップS-4-4)。つまり、同相方向への操舵量が減少し、或いは逆相方向への操舵量が増加して、車両の回頭性が向上する。逆に、目標前輪操舵角 δ^* が小さくなると、後輪舵角の同相方向への操舵量が増加し或いは逆相方向への操舵量が減少し、車両の安定性が向上する。

【0088】したがって、図4(a)に示すように車両が直進走行している状態で横偏位 y が生じ、これを修正するために目標前輪操舵角 δ^* が大きくなると、これに応じて目標後輪舵角 $\theta_{r_{REF}}$ の同相方向への操舵量が減少し或いはその操舵速度によっては逆相方向への操舵量が増加しするから、車両の回頭性が向上し、この状態から横偏位の修正が終わって目標前輪操舵角 δ^* が小さくなると、これに応じて目標後輪舵角 $\theta_{r_{REF}}$ の同相方向への操舵量が増加し或いは逆相方向への操舵量が減少して車両の安定性が向上する。

【0089】そして、車両が直進走行している状態から図4(b)に示すように、旋回状態に移行すると、これに応じて自動操舵制御処理において目標前輪操舵角 δ^* が増加し、目標後輪舵角 $\theta_{r_{REF}}$ が同相方向であればこれを減少させる方向に補正され、逆相方向であれば増加させる方向に補正されるから、車両の回頭性が向上する。そして、旋回内側寄りになった車両の横偏位を修正するために目標前輪操舵角 δ^* が減少すると、目標後輪舵角 $\theta_{r_{REF}}$ が同相方向であればこれを増加させる方向に補正され、逆相方向であれば減少させる方向に補正されるから、車両の直進走行安定性が向上する。

【0090】このとき制御ゲイン K_{S_3} は車速 V が大きくなるほど小さな値に設定されるから、車速が大きくな

$$\Delta D_p = K_{y_1} \cdot K_{S_1} \cdot |\delta^*| \quad \dots (12)$$

$$\Delta T_{e_{REF}} = K_{y_1} \cdot K_{S_2} \cdot |\delta^*| \quad \dots (13)$$

$$\Delta \theta_{r_{REF}} = K_{y_2} \cdot K_{S_3} \cdot \delta^* \quad \dots (14)$$

前記係数 K_{y_1} は図1-1に破線で示すように、横加速度 $|Y_g|$ (g)が、 $|y_{g1}| < 1$ (g)を満足するしきい値 $|y_{g1}|$ よりも小さい間は“0”に設定され、 $|y_{g1}| < |y_{g2}| < 1$ (g)を満足するしきい値 $|y_{g2}|$ より大きいときには“1”に設定され、 $|y_{g1}| < |Y_g| < |y_{g2}|$ である間は、 $|Y_g|$ が増加するにつれて“0”から“1”に増加するように設定される。また、前記係数 K_{y_2} は図1-1に実線で示すように、横加速度 $|Y_g|$ (g)が、前記しきい値 $|y_{g1}|$ よりも小さい間は“1”に設定され、前記しきい値 $|y_{g2}|$ より大きいときには“0”に設定され、 $|y_{g1}| < |Y_g| < |y_{g2}|$ である間は、 $|Y_g|$ が増加するにつれて

るほど補正量 $\Delta\theta_{r_{REF}}$ が小さく抑制されて、目標後輪舵角 $\theta_{r_{REF}}$ は、同相方向であるときには大きめな値に補正され、逆相方向であるときには小さめな値に補正されるから、車両の高速安定性が高められる。したがって、この場合も、上記第1の実施の形態と同等の作用効果を得ることができる。

【0091】なお、上記第3の実施の形態においては、目標前輪操舵角 δ^* に基づいて目標後輪舵角 $\theta_{r_{REF}}$ の補正量 $\Delta\theta_{r_{REF}}$ を算出するようにした場合について説明したが、これに限らず、さらにヨーレートセンサを設け、実前輪舵角 δ_F と車速 V とから目標ヨーレート $\dot{\psi}_{REF}$ を算出し、目標ヨーレート $\dot{\psi}_{REF}$ とヨーレート $\dot{\psi}$ とともに車両のヨーレートが収束方向であるか否かを判定し、これに応じて目標後輪舵角の補正量 $\Delta\theta_{r_{REF}}$ を算出するようにもよい。

【0092】また、ステアリング特性変更手段として、上記第3の実施の形態における四輪操舵制御装置と前記第1の実施の形態における能動型サスペンションとを組み合わせ、又は、第3の実施の形態における四輪操舵制御装置と前記第2の実施の形態における駆動力配分制御装置と組み合わせ、且つ、旋回度合検出手段として横加速度 Y_g を検出し、この横加速度 Y_g の大きさに応じてステアリング特性を変更する手段の作動域を変更することにより、それぞれの制御装置の効果の大きい領域での制御装置を作動させるようにもよい。

【0093】つまり、後輪操舵制御は、横加速度の小さな領域で効果が大きく、またロール剛性配分制御と前後の駆動力配分制御は横加速度の大きな領域で効果が大きいので、それぞれの制御における補正量算出時に、次式(12)～(14)に示すように、例えば図1-1に示すような横加速度 Y_g に応じて変化する係数 K_{y_1} 又は K_{y_2} を掛け合わせ、これらに基づいて制御するようにもよい。

【0094】

“1”から“0”に減少するように設定される。

【0095】このように設定することにより、横加速度の比較的小さな領域では、係数 K_{y_1} は“0”、 K_{y_2} は“1”に設定されるから、補正量 ΔD_p 或いは $\Delta T_{e_{REF}}$ は零となり、ロール剛性配分制御或いは前後駆動力配分制御によるステアリング特性の補正是行われないが、補正量 $\Delta\theta_{r_{REF}}$ は有効となって後輪操舵制御においてステアリング特性の補正が行われ、逆に横加速度の比較的大きな領域では、係数 K_{y_1} は“1”、 K_{y_2} は“0”に設定されるから、補正量 $\Delta\theta_{r_{REF}}$ は零となり、補正量 ΔD_p 或いは $\Delta T_{e_{REF}}$ が有効となるから、ロール剛性配分制御或いは前後駆動力配分制御によ

るステアリング特性の補正が行われる。

【0096】次に、本発明の第4の実施の形態を説明する。この第4の実施の形態は、ドライバのアクセル操作やブレーキ操作に応じて最適な駆動輪の差動制限御を行うようにした、ステアリング特性変更手段としての差動制限御装置を備えた車両において、駆動輪の作動制御量を制御することにより車両のステアリング特性を変えるようにしたものである。

【0097】図12は、第4の実施の形態を示すシステム構成図である。エンジン41からの出力は変速機42で選択された歯車比で変速され、トランスファ43で、前輪1FL, 1FR及び後輪側1RL, 1RRに分割される。そして、トランスファ43で分割された前輪側駆動力が前輪側出力軸44、フロントディファレンシャルギア45及び前輪側ドライブシャフト46を介して前輪1FL, 1FRに伝達される。一方、後輪側駆動力はプロペラシャフト47、差動制限装置61、及び後輪側ドライブシャフト49を介して駆動輪としての後輪1RL, 1RRに伝達される。

【0098】前記トランスファ43には図示しない多板クラッチが内蔵されていて、このクラッチの締結油圧を、図示しない油圧ユニットによって作り出すことによりクラッチ締結力に応じて前輪側へ駆動力を伝達するようになっている。前記差動制限装置61には、油圧ユニット62から付与されるクラッチ制御圧に応じて前後輪に対するトルク配分比を変更できる公知の差動制限クラッチ63が内蔵されている。前記油圧ユニット62は、例えば図示しないリザーバ内の作動油を加圧供給する流体圧力源62aと、この流体圧力源62aからの供給油圧を可変制御して差動制限クラッチ63へ作動油を供給する圧力制御弁62bとから構成され、前記圧力制御弁62bはコントロールユニット10によって制御されるようになっている。

【0099】また、上記第1の実施の形態と同様に、操舵機構30が設けられていると共に、車両の適所には、車輪速センサ22FL～22RR、自動操舵スイッチ24、単眼カメラ25、カメラコントローラ26、前後加速度センサ37、横加速度センサ38、アクセル開度センサ39、ブレーキスイッチ40が設けられている。そして、各種センサの検出信号はコントロールユニット10に出力され、このコントロールユニット10によって、操舵機構30が制御されると共に、油圧ユニット62が制御されるようになっている。

【0100】前記コントロールユニット10は上記第1の実施の形態と同様に、各種センサからの検出信号に基づいて、操舵機構30を構成する操舵補助モータ7を駆動しステアリングシャフト5に生じる操舵トルクに応じた操舵補助力を発生させると共に、自動操舵制御を行う。また、各種センサからの検出信号に基づいて、公知の差動制限御装置と同様にして、旋回加速時には荷重

移動により生じるアンダーステアメントを打ち消すように差動制限を行ってドライバの期待通りの走行ラインを得られるようにし、旋回制動時にはオーバーステアメントを打ち消すように差動制限を行って安定性を旋回途中でのブレーキ時の安定性を保つようにしている。このとき、自動操舵制御において操舵輪の操舵量つまり舵角を増加させているときには、旋回加速時であるときには差動制限量を増加させ、旋回制動時には差動制限量を減少させる。逆に、自動操舵モータの制御において操舵輪の操舵量を減少させているときには、旋回加速時には差動制限量を減少させ、旋回制動時には差動制限量を増加させるようにしている。

【0101】図13は、コントロールユニット10で実行される、自動操舵及び差動制限御処理の処理手順を示すフローチャートである。この演算処理は、例えば1.0m/sec.といった予め設定されたサンプリング時間毎にタイマ割り込み処理として実行される。コントロールユニット10では、まず、ステップS1で各種センサからの検出信号を読み込む。すなわち、舵角センサ21からの実前輪舵角 ϕ_f 、車輪速センサ22FL～22RRの検出信号、自動操舵スイッチ24からのスイッチ信号、前後加速度センサ37からの前後加速度 X_g 、横加速度センサ38からの横加速度 Y_g 、ブレーキスイッチ40の検出信号を読み込み、また、コントロールユニット10で検出した自車両のヨー角 Ψ 、車線中心からの横偏位 y 、走行車線の曲率 κ を読み込む。

【0102】次いで、ステップS2に移行し、上記第1の実施の形態と同様にして前記(1)式に基づいて車速 V を検出し、ステップS3で、目標前輪操舵角 ϕ_f^* を算出する。次いで、ステップS51に移行し、公知の差動制限御装置と同様にして例えば、横加速度 Y_g と左右の車輪速検出値に基づく左右の車輪速差また、旋回状態、加速時であるか、制動時であるか等に基づいて差動制限クラッチ63の押し付け圧 T_d^{REF} を算出する。

【0103】なお、ここでは、横加速度 Y_g 、左右の車輪速差、旋回状態、加速時であるか、制動時であるか等に基づいて差動制限クラッチ63の押し付け圧 T_d^{REF} を算出するようしているが、これに限るものではなく、さらに駆動輪のスリップ状態を検出しそれをも考慮して算出するようにしてもよく、どのような方法で算出してもよい。

【0104】次いで、ステップS52に移行し、自動操舵スイッチ24からのスイッチ情報が“オン”つまり、自動操舵走行が指示されているか否かを判定し、スイッチ情報がオンである場合にはステップS53に移行する。このステップS53では、車速 V と横加速度 Y_g とが、 $|V| \geq |V_{TH}|$ であり且つ $|Y_g| \geq |Y_{GTH}|$ であるかどうかを判定する(旋回状態検出手段)。なお、前記しきい値 V_{TH} 及び Y_{GTH} は、急旋回しているとみなすことの可能な値に設定される。

【0105】そして、 $|V| \geq |V_{TH}|$ 及び $|Y_g| \geq |Y_{GTH}|$ を共に満足するときには、ステップS54に移行し、押し付け圧 Td_{REF} の補正量 ΔTd_{REF} を次式

$$\Delta Td_{REF} = Ks_4 \cdot \delta^*$$

なお、式中の Ks_4 は、車速に応じて変化する制御ゲインであって、例えば、図14に示すように、車速が零から比較的中車速のしきい値 V_{41} までの間は比較的大きな Ks_{41} 、車速がしきい値 V_{41} から比較的高車速のしきい値 V_{42} までの間は車速が増加するにつれて減少し、車速がしきい値 V_{42} 以上となると比較的小さな Ks_{41} となるように設定される。

【0106】一方、ステップS53で車速 V と横加速度 Y_g とが、 $|V| \geq |V_{TH}|$ であり且つ $|Y_g| \geq |Y_{GTH}|$ でないときには、ステップS55に移行し、押し

$$Td_{hREF} = Td_{REF} + \Delta Td_{REF}$$

$$Td_{hREF} = \text{MAX}(Td_{REF} - \Delta Td_{REF}, 0)$$

.....(16)

.....(17)

なお、(17)式は、 $Td_{REF} - \Delta Td_{REF}$ と0との何れか大きい方を Td_{hREF} とすることを表す。次いで、ステップS57に移行し、クラッチ機構17を接続させる制御信号を出力し、次いで、ステップS58に移行し、実際の前輪舵角つまり、舵角センサ21からの実前輪舵角 δ を目標前輪操舵角 δ^* と一致させるための制御信号を生成し、これを自動操舵モータ16に出力する。また、押し付け圧の補正值 Td_{hREF} を発生し得る制御信号を生成し、これを油圧ユニット62に出力する。そして、メインプログラムに戻る。

【0108】一方、前記ステップS52で自動操舵スイッチ24からのスイッチ情報が“オフ”つまり、自動操舵走行が指示されていない場合には、ステップS59に移行し、クラッチ機構17を離間させる制御信号を出力し、次いでステップS60に移行して、ステップS51で算出した押し付け圧 Td_{REF} を発生し得る制御信号を生成しこれを油圧ユニット62に出力する。そして、メインプログラムに戻る。

【0109】したがって、自動操舵走行が指示されていないときには、ステップS1、S2、S3、S51を経てS52からステップS59を経てステップS60に移行し、前後加速度 X_g 、横加速度 Y_g と左右の車輪速検出値に基づく左右の車輪速差等に基づいて算出した差動制限クラッチ63の押し付け圧 Td_{REF} を発生し得る制御信号を油圧ユニット62に出力する。これにより、油圧ユニット62が制御信号に応じて差動制限クラッチ63を制御し、通常の差動制限御時と同様に制御される。

【0110】そして、自動操舵スイッチ24がオン状態に制御されると、直進走行しているときには、ステップS52からステップS53を経てステップS55に移行して補正量 ΔTe_{REF} を $\Delta Te_{REF} = 0$ とし、ステップS56で押し付け圧 Td_{REF} の補正を行うが、補正量 ΔTe_{REF} は $\Delta Te_{REF} = 0$ であるから、補正是行われ

(15)に基づいて算出する。そして、ステップS56に移行する。

.....(15)

付け圧 Td_{REF} の補正量 ΔTd_{REF} を $\Delta Td_{REF} = 0$ に設定する。そして、ステップS56に移行する。このステップS56では、補正量 ΔTd_{REF} に基づいて多板クラッチ63の押し付け圧 Td_{REF} を補正し、アクセル開度センサ39及びブレーキスイッチ40の検出信号に基づいて加速をしていると判定されるときには、次式(16)に基づいて補正し、制動をしていると判定されるときには、次式(17)に基づいて補正する。

【0107】

.....(16)

.....(17)

す、通常の差動制限御時と同様の制御が行われると共に、自動操舵制御が行われる。

【0111】そして、図4(a)に示すように車両が直進走行している状態で、自動操舵制御処理において横偏位 y が大きくなると、これを修正するために目標前輪操舵角 δ^* が大きくなるが、車速 $|V|$ 及び $|Y_g|$ がしきい値 $|V_{TH}|$ 及び $|Y_{GTH}|$ を共に越えないとき、つまり、急旋回していないときには、ステップS53からステップS55に移行するから、通常の差動制限御時の制御が行われる。

【0112】そして、この状態から、図4(b)に示すように、加速しながら旋回状態に移行すると、これに応じて目標前輪操舵角 δ^* が大きくなり、状態Aに示すように直進状態から旋回状態に移行する。そして、車速 $|V|$ 及び横加速度 $|Y_g|$ がしきい値 $|V_{TH}|$ 及び $|Y_{GTH}|$ を越えるとステップS53からステップS54に移行し、目標前輪操舵角 δ^* に応じて補正量 ΔTe_{REF} が算出され、加速しているから前記式(16)に基づいて押し付け圧補正值 Td_{hREF} が算出される(ステップS56)。

【0113】このとき、補正量 ΔTe_{REF} は、目標前輪操舵角 δ^* が増加するほど大きな値に設定されるから、加速時には、押し付け圧補正值 Td_{hREF} は目標前輪操舵角 δ^* が大きくなるほど大きな値に補正される。よって、旋回加速時には、差動制限御において算出される差動制限量、つまり差動制限クラッチ63の押し付け圧が Td_{hREF} がさらに、目標前輪操舵角 δ^* に応じて増加させる方向に補正され、すなわちオーバステア方向に補正されるから、車両の回頭性が向上する。

【0114】そして、この加速旋回状態から状態Bに示すように車両が旋回内側寄りとなると旋回外側に横偏位が修正されるから、目標前輪操舵角 δ^* が減少しこれについて補正量 ΔTe_{REF} が減少し、押し付け圧補正值 Td_{hREF} も小さくなつて車両の直進安定性が向上し、ス

ムーズな車両挙動で車両の旋回外側への修正が行われる。

【0115】そして、旋回状態から制動状態に移行すると、車速 $|V|$ 及び横加速度 $|Y_G|$ がしきい値 $|V_{TH}|$ 、 $|Y_{GTH}|$ を越えている間は、ステップS53からステップS54に移行して、目標前輪操舵角 δ^* に応じた補正量 $\Delta T_{e_{REF}}$ が算出され、ステップS56で押し付け圧 T_d_{REF} が補正されるが、このとき、制動時であるから、前記式(17)に基づいて補正が行われ、押し付け圧 T_d_{REF} を減少する方向に補正が行われ、このとき目標前輪操舵角 δ^* が大きくなるほど補正量 $\Delta T_{e_{REF}}$ が大きくなり押し付け圧補正值 $T_{e_{h_{REF}}}$ が減少するように補正されるから、旋回制動時には、目標前輪操舵角 δ^* が大きくなるほど差動制限クラッチ63の押し付け圧が小さくなり、すなわち、オーバーステア方向に補正されるから、車両の回頭性が向上する。

【0116】そして、この制動旋回状態から状態Bに示すように車両が旋回内側寄りとなると旋回外側に横偏位が修正されるから、目標前輪操舵角 δ^* が減少しこれにつれて補正量 $\Delta T_{e_{REF}}$ が減少するから、押し付け圧補正值 $T_d_{h_{REF}}$ は大きくなる。したがって、目標前輪操舵角 δ^* の減少につれて、オーバーステア方向への補正が弱められるから、車両の直進安定性が向上する。

【0117】よって、この場合も上記第1の実施の形態と同等の作用効果を得ることができる。また、ステップS53の処理で急旋回状態であると判定されたときのみ、ステアリング特性の変更を行うようにしているから、横加速度 Y_G が大きくなれば左右の荷重移動量が大きく差動制限御によるステアリング特性の変更による効果を充分得ることの可能な状態でのみ、ステアリング特性の変更を行うことができ、ステアリング特性の変更を効率よく行うことができる。

【0118】なお、上記第4の実施の形態においては、目標前輪操舵角 δ^* に基づいて補正量 $\Delta T_{e_{REF}}$ を算出するようにした場合について説明したが、目標前輪操舵角 δ^* の変化量 $\Delta \delta^*$ に基づいて算出するようにしてもよくまた、目標前輪操舵角 δ^* と変化量 $\Delta \delta^*$ とに基づいて算出するようにしてもよい。また、ヨーレートセンサを設け、実前輪操舵角 δ_F と車速 V とから目標ヨーレート ω_{REF} を算出し、目標ヨーレート ω_{REF} とヨーレート ω とから車両のヨーレートが収束方向であるか否かを判定し、これに応じて補正量 $\Delta T_{e_{REF}}$ を算出するようにしてもよい。

【0119】また、上記各実施の形態においては、パワーステアリングを備えた車両について説明したが、パワーステアリングを持たない車両であっても適用することができます。また、上記各実施の形態のうち、第2の実施の形態においてのみ、車両の横滑り角 β_C に基づいて、車両挙動の安定性を判定するようにした場合について説明したが、第1、第3及び第4の実施の形態において

も、適用することができることは言うまでもない。

【0120】また、上記各実施の形態のうち、第4の実施の形態においてのみ、横加速度 Y_G 及び車速 V に基づいて急旋回状態であるかどうかを判定するようにした場合について説明したが、第1から第3の実施の形態においても、適用することができることは言うまでもない。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施の形態を示すシステム構成図である。

【図2】自動操舵及び姿勢変化抑制制御処理の処理手順の一例を示すフローチャートである。

【図3】制御ゲイン K_{S_1} の特性線図である。

【図4】本発明の動作説明に供する説明図である。

【図5】本発明の第2の実施の形態を示すシステム構成図である。

【図6】自動操舵及び駆動力配分制御処理の処理手順の一例を示すフローチャートである。

【図7】制御ゲイン K_{S_2} の特性線図である。

【図8】本発明の第3の実施の形態を示すシステム構成図である。

【図9】自動操舵及び後輪操舵制御処理の処理手順の一例を示すフローチャートである。

【図10】制御ゲイン K_{S_3} の特性線図である。

【図11】制御ゲイン K_{y_1} 及び K_{y_2} の特性線図である。

【図12】本発明の第4の実施の形態を示すシステム構成図である。

【図13】自動操舵及び差動制限御処理の処理手順の一例を示すフローチャートである。

【図14】制御ゲイン K_{S_4} の特性線図である。

【符号の説明】

1FL、1FR 前輪

1RL、1RR 後輪

10 コントロールユニット

16 自動操舵モータ

17 クラッチ機構

21 舵角センサ

22 FL～21 RR 車輪速センサ

24 自動操舵スイッチ

25 単眼カメラ

26 カメラコントローラ

30 操舵機構

34 油圧シリンダ

36 上下加速度センサ

37 前後加速度センサ

38 横加速度センサ

39 アクセル開度センサ

40 ブレーキスイッチ

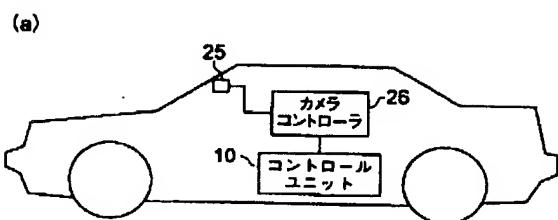
41 エンジン

42 ヨーレートセンサ

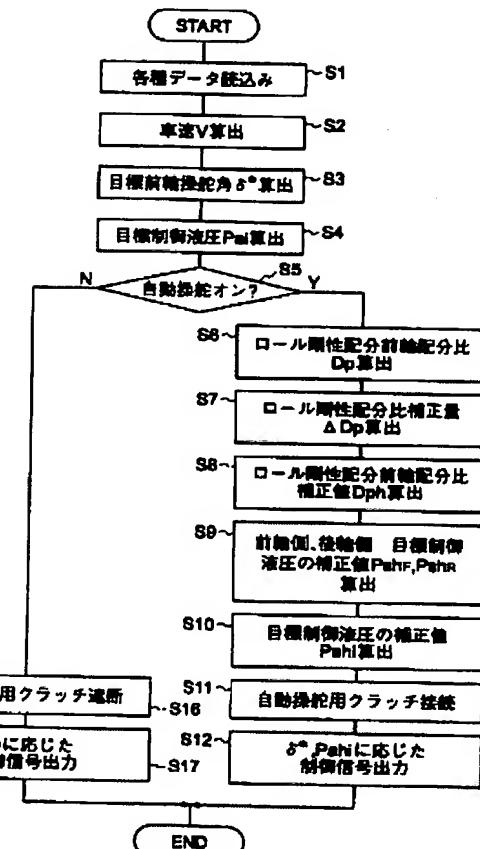
- 4.3 トランクファ
4.3a クラッチ機構
5.0 油圧ユニット
5.3 アクチュエータユニット
5.4 電動モータ

- 5.5 後輪操舵機構
 - 5.6 a, 5.6 b 後輪舵角センサ
 - 6.1 差動制限装置
 - 6.2 油圧ユニット
 - 6.3 差動制限クラッチ

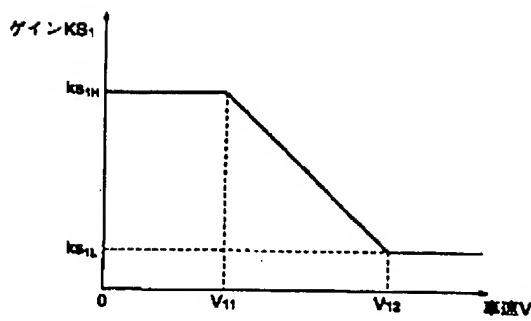
【図1】



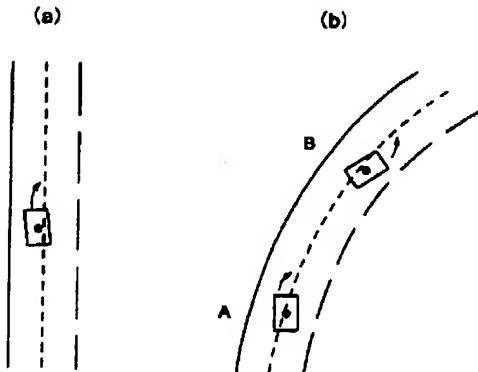
〔図2〕



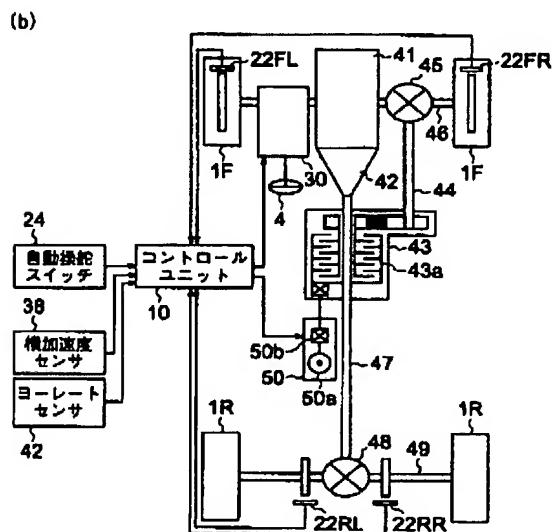
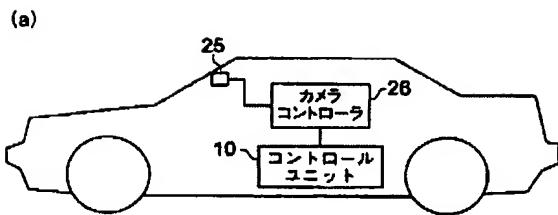
(3)



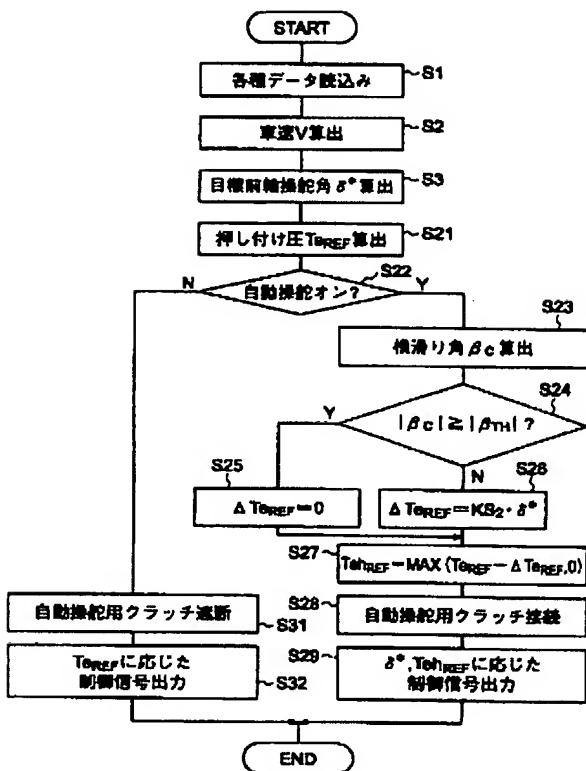
〔図4〕



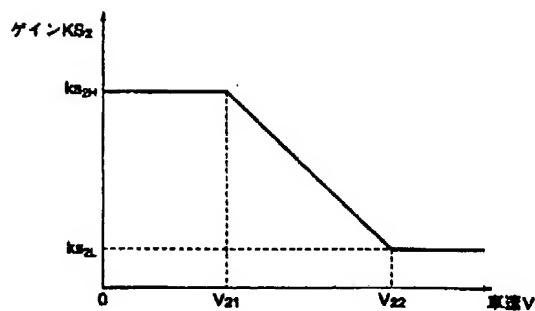
【図5】



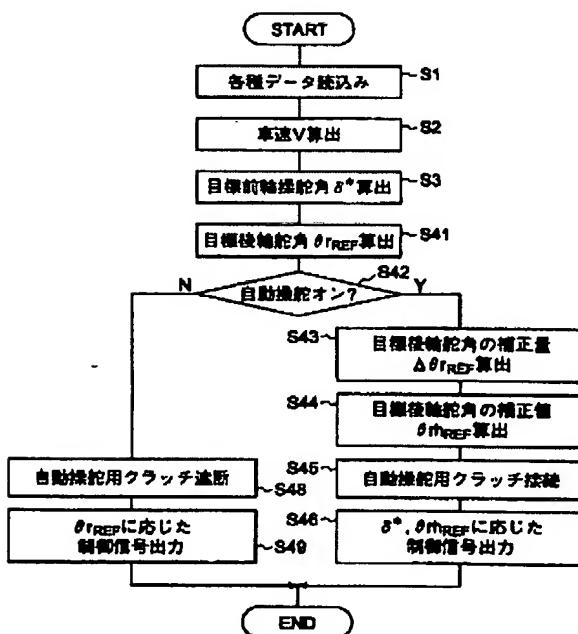
【図6】



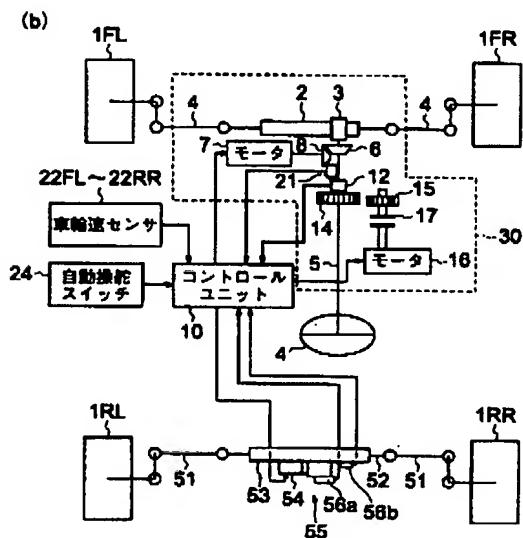
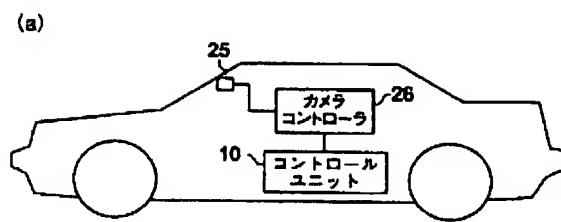
【図7】



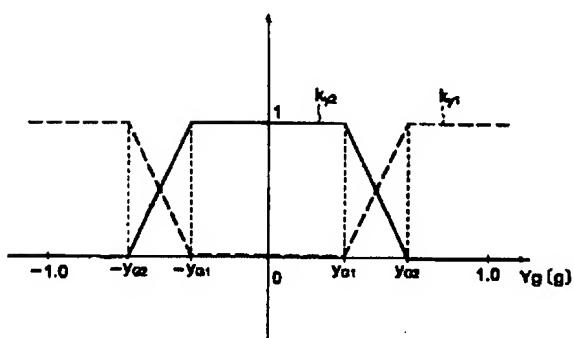
【図9】



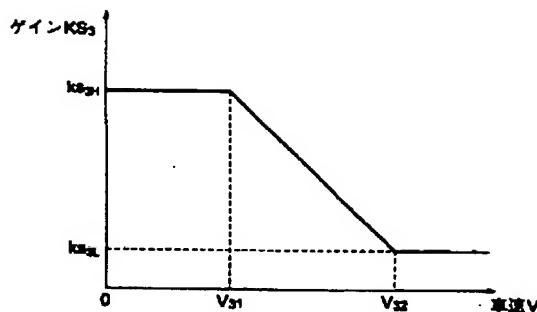
【図8】



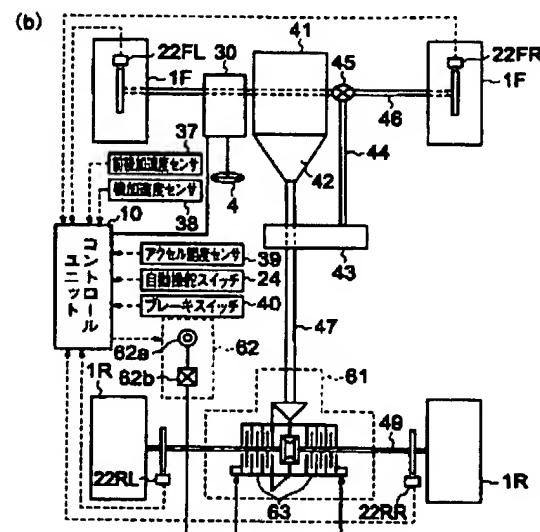
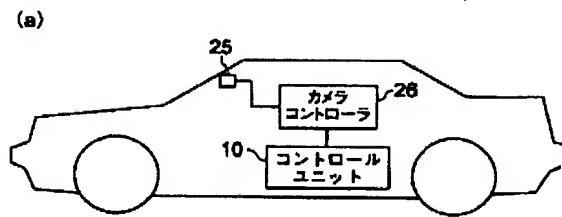
【図11】



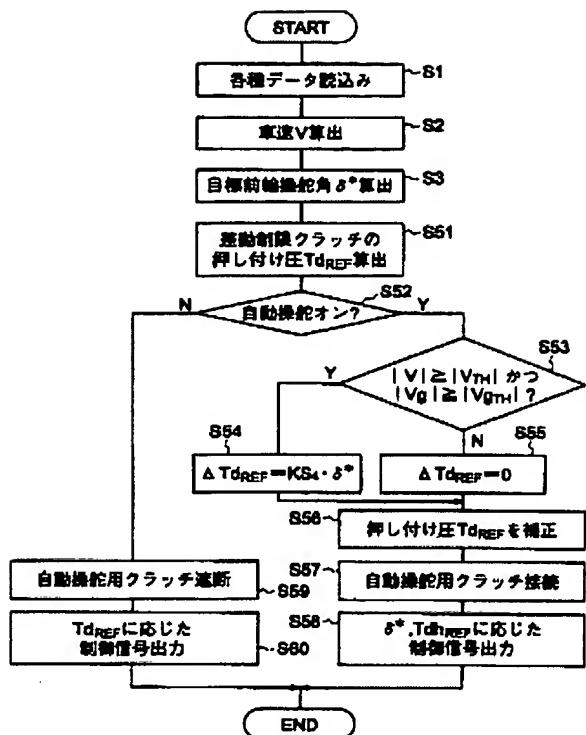
【図10】



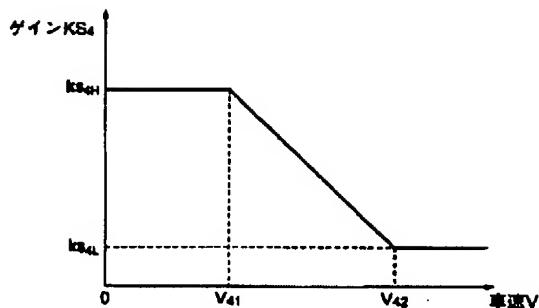
【図12】



【図13】



【図14】



フロントページの続き

(51) Int.Cl. 7

B 6 2 D 113:00
137:00

識別記号

F I

B 6 2 D 113:00
137:00

テ-テ-ト' (参考)

(72) 発明者 高浜 球

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(72) 発明者 豊田 博充

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

F ター ム(参考) 3D032 CC48 DA03 DA24 DA86 DC38
DD17 EA05 EA06 EB16 EB17
EC34
3D033 CA02 CA04 CA13 CA14 CA17
CA21 CA29
5H180 AA01 CC04 LI01 LI02 LI09